

Рис.5 Средние значения (вверху) и среднеквадратичные значения (внизу) коэффициента давления для расчетного (а) и внепроектного (б) расхода на семи датчиках, расположенных в одной из лопастей рабочего колеса со стороны нагнетания (r1) в сторону всасывания (r7): $\beta = 18,3^\circ$ (левые колонки); $\beta = 14,3^\circ$ (центральные колонки); $\beta = 10,3^\circ$ (колонки справа). [4]

Вывод: анализируя результаты исследования [4], а также библиографические данные [1-3,5], можно сказать, что чувствительность как к условиям работы, так и к углу установки лопастей диффузора гораздо сильнее для стационарных лопастей, по сравнению с вращающимися каналами. По сравнению с расчетными условиями, при пониженных скоростях потока колебания давления внутри рабочего колеса и диффузора выше, при этом больше энергии на частотах ниже, чем при прохождении лопастей рабочего колеса. При этом явления вращающегося срыва не наблюдалось. Уменьшение геометрического угла наклона лопатки диффузора увеличивает угол падения лопастей диффузора при номинальной скорости потока и уменьшает при более низкой скорости потока. Повышение давления оказывает отрицательное влияние в первом случае, в то время как выгодно во втором. Также стоит отметить, что меньшие углы наклона лопастей диффузора позволили повысить давление в каналах диффузора при более низком расходе, тогда как при номинальном расходе наблюдался обратный эффект.

Литература

1. Barrio, R., Parrondo, J., Blanco, E., 2010. Numerical analysis of the unsteady flow in the near-tongue region in a volute-type centrifugal pump for different operating points. *Comput. Fluids* 39 (5), 859–870.
2. Feng, J., Benra, F.-K., Dohmen, H., 2007. Numerical investigation on pressure fluctuations for different configurations of vanned diffuser pumps. *Int. J. RotatingMach.* 2007, 34752.
3. Pei, J., Yuan, S., Benra, F.-K., Dohmen, H., 2012. Numerical prediction of unsteady pressure field within the whole flow passage of a radial single-Blade pump. *ASME J. Fluids Eng.* 134 (10), 101103
4. Posa, A., Lippolis, A., Effect of working conditions and diffuser setting angle on pressure fluctuations within a centrifugal pump. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 75, February 2019, Pages 44-60
5. Posa, A., Lippolis, A., 2018. A LES investigation of off-design performance of a centrifugal pump with variable-geometry diffuser. *Int. J. Heat Fluid Flow* 70, 299–314.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАЗРЫВА ПЛАСТА

Р.Н. Коротков

Научный руководитель профессор С.Н. Харламов

Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск, Россия

Гидравлический разрыв пласта (ГРП) является одним из способов воздействия на пласт для увеличения притока жидкости к скважине. Это процесс закачки смеси воды, проппанта и химических реагентов в пласт под высоким давлением для создания и закрепления трещины вокруг призабойной зоны пласта. Данная процедура позволяет увеличить коэффициент продуктивности скважины, особенно в пласте с низкой проницаемостью, а также вызвать приток жидкости из скважин, поврежденных в результате проникновения бурового раствора в пласт (закупоривания порового пространства) [1, 2].

При разработке модели ГРП необходимо учитывать множество факторов, производить сложные расчеты. В данной работе рассматривается математическая модель для расчета ГРП. С помощью данной модели можно рассчитать требуемое давление закачки, количество проппанта, объем закачиваемой жидкости [3, 4]. Целью данной работы является проверка предложенной математической модели путем сравнения расчетных и реальных данных.

Трещины ГРП могут распространяться как вертикально, так и горизонтально. Ввиду того, что глубина скважин в России составляет более 1000 м, то в работе будут рассмотрены только горизонтальные трещины. Далее будут рассмотрены основные математические положения.

Давление гидроразрыва (P) представляет собой произведение градиента (∇P) давления и глубины скважины (H): $P = \nabla P \times H$. Перепад давления (ΔP) на поверхности трещины представляет собой разность давления гидроразрыва (P) и статического давления (P_s): $\Delta P = P - P_s$. При расчетах для различных типов жидкостей, применяемых при гидроразрыве используют различные коэффициенты (C). Для жидкостей с контролируемой вязкостью (C_v): $C_v = 0.0469(k\Delta P\phi/\mu)^{\frac{1}{2}}$, где k – коэффициент проницаемости, ϕ – пористость μ – вязкость. Для пластовых жидкостей (C_c): $C_c = 0.374\Delta P(kc_f\phi/\mu)^{\frac{1}{2}}$, где c_f – коэффициент сжимаемости. И для укрепляющих жидкостей (C_w): $C_w = 0.0164m/A_f$, где m – количество потерь жидкости, A_f – площадь фильтрации. После расчета коэффициента переходим к расчету площади трещины и количества проппанта. Для начала рассчитываем объем жидкости (V_f): $V_f = q \times t \times 42$, где q – расход, t – время закачки [5]. Далее для облегчения дальнейших расчетов вводим коэффициент (x): $x = 2C\sqrt{\pi t}/W$, где W – ширина трещины [6]. Производим расчет эффективности (Eff): $Eff = (1/x^2)(e^{x^2} \operatorname{erfc}(x) + 2x/\sqrt{\pi} - 1)$, тогда площадь трещины (A): $A = q \times t \times Eff/W$. Объем проппанта (V): $V = V_A \times A$, где V_A – предполагаемый объем на единицу площади. Масса проппанта (S): $S = V \times (1 - \phi_p) \times \rho_p$ (1), где ϕ_p – пористость проппанта (песка), ρ_p – плотность проппанта (песка). Максимальный объем проппанта (S_{max}): $S_{max} = S \times A$. Концентрация проппанта (z): $z = S_{max}/V_f$, где V_f – предполагаемый объем жидкости ГРП. Удельный вес нефти при средней температуре скважины (γ_t): $\gamma_t = \gamma_{60}(1 - \beta(T - 60))$. Фактический расход (включая проппант) (q_t): $q_t = q + (q \times z)/(\gamma_t \times 8.34)$ (2). Далее перейдем к расчету давления закачки. Плотность нефти (ρ_T): $\rho_T = (8.34\gamma + z)/(1 + 0.0456z)$. Гидростатическое давление (ΔP_s): $\Delta P_s = 0.052\rho_T H$. Средняя скорость потока жидкости в колонне (θ): $\theta = 17.16 \times q_t / ID^2$. Число Рейнольдса (N_{Re}): $N_{Re} = 928 \times ID \times \theta \times \rho / \mu$. Коэффициент трения (ϕ): $\phi = 64/N_{Re}$ для случая, когда $N_{Re} < 2000$. И: $1/\sqrt{\phi} = -2 \log((\epsilon/3.715d_e) + (6.943/N_{Re})^{0.9})$ для случая, когда $N_{Re} > 2000$, где d_e – диаметр трубы. Потери давления на трение (ΔP_ϕ): $\Delta P_\phi = \phi L \rho \theta^2 / 25.80 ID$. Тогда давление закачки (P_s): $P_s = P_t + \Delta P_\phi - \Delta P_s$ (3), где P_t – забойное давление.

Результаты математической модели сравнивались с результатами полевых исследований для всех случаев и рассчитывались процентные различия.

В результате сравнения данных по проппанту было установлено, что в каждом из случаев процентная разница составляет менее 5% (рис.1). Это показывает, что уравнение (1), используемое для расчета количества проппанта в математической модели является действительным.

Разница в расчетных и полевых данных по объему закачивания жидкости составила менее 2% (2), что также подтверждает правильность математической модели (рис.2).

Модель также требует доработки, в связи с тем, что разница между данными по давлению закачки в отдельных случаях доходила до 15% (3), но в большинстве случаев погрешность составляла менее 7% (рис.3).

Данное исследование продемонстрировало, что предложенная математическая модель гидравлического разрыва пласта может успешно применяться на практике несмотря на то, что она охватывает широкую проблемную область. В дальнейшем данную модель можно доработать и использовать для расчета коэффициента продуктивности скважин после проведения ГРП. Однако это будет требовать дополнительных исследований. Стоит отметить, что существует вероятность исключения для некоторых случаев, поэтому всегда нужно использовать несколько путей для расчета тех или иных параметров.

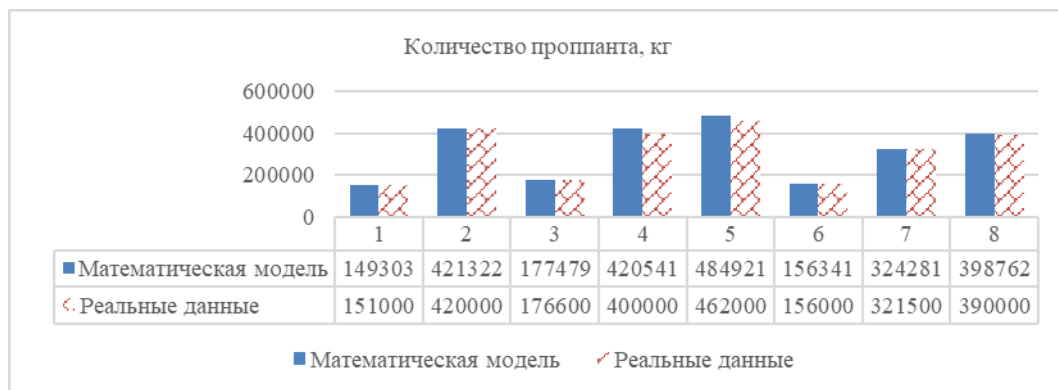


Рис.1 Количество проппанта

**СЕКЦИЯ 17. СОВРЕМЕННЫЕ ТЕХНИКА И ТЕХНОЛОГИИ ТРАНСПОРТИРОВКИ
И ХРАНЕНИЯ НЕФТИ И ГАЗА. ПОДСЕКЦИЯ 1. МЕТОДЫ МАТЕМАТИЧЕСКОГО
МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ ТРАНСПОРТА И ХРАНЕНИЯ
УГЛЕВОДОРОДНОГО СЫРЬЯ**



Рис.2 Объем жидкости

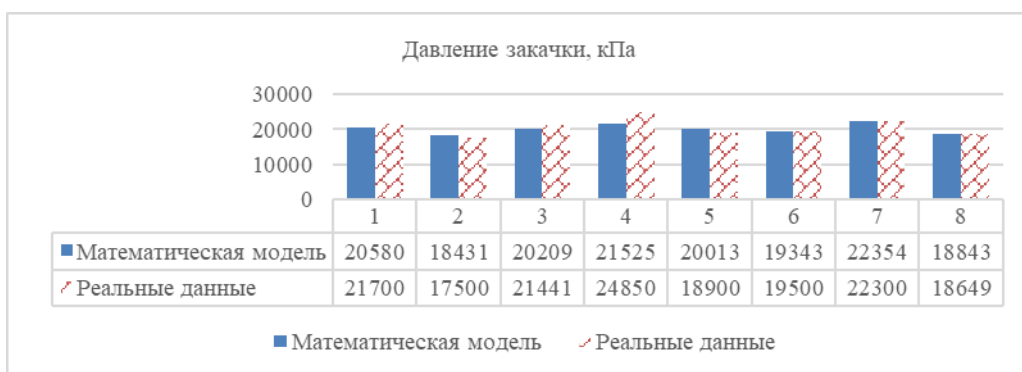


Рис.3 Давление закачки

Литература

1. Ивашнев О.Е., Смирнов Н.Н. Формирование трещины гидроразрыва в пористой среде // Вестник Московского ун-та. Математика. Механика. 2003. № 6. С. 28-36.
2. Татосов А.В. Модель закачки проппанта в трещину гидроразрыва // Вычисл. технологии. 2005. Т. 10, № 6. С. 91-101.
3. Татосов А.В. Движение вязкой жидкости с примесью частиц в пористом канале // Вестник ТюмГУ. 2007 № 5. С. 56-60.
4. Харламов С.Н., Рудаченко А.В. Механика многофазных сред и математическое моделирование в трубопроводном транспорте. Учебное пособие. Томск: Изд-во ТПУ, 2005. 67 с.
5. Adachi J., Siebrits E., Peirce A., Desroches J. Computer simulation of hydraulic fractures // Internal Journal of Rock Mechanics & Mining Sciences. 2007. Vol. 44. P. 739-757.
6. Perkins T.K., Kern L.R. Widths of hydraulic fractures // J. Petrol. Tech. 1961. No. 9. P. 937-949.

**АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ АБСОРБЦИОННОЙ ОСУШКИ ГАЗА ПРИ ПОМОЩИ ДЭГА И
ТЭГА. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ОСНОВНЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ
ХАРАКТЕРИСТИК БАРБОТАЖНОГО АБСОРБЕРА**

А.А. Кустубаев

Научный руководитель профессор С.Н. Харламов

Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск, Россия

В связи с высокими требованиями к качеству подготовленного газа в условиях падающего пластового давления, для минимизации финансовых издержек (повышения рентабельности добычи) технология подготовки газа постоянно совершенствуется и обновляется, в том числе и абсорбционный метод осушки [3].

Целью работы является рассмотрение эффективности работы жидких осушителей, а именно диэтиленгликоля (ДЭГ) и триэтиленгликоля (ТЭГ) в условиях установки комплексной подготовки газа №2 Ямбургского нефтегазоконденсатного месторождения. А также расчет тарельчатого абсорбера для лучшего понимания происходящих в нем процессов и определение его основных технологических параметров.

В ходе расчета тарельчатого абсорбера на одном из газовых промыслов Ямбургского месторождения были вычислены его основные технологические характеристики диаметр (d), высота (H), гидравлическое сопротивление на тарелках ΔP_a , удельный расход поглотителя I.